

ÇOKLU CİVATALI BAĞLANTILARIN KESME VE EĞME YÜKLERİ ALTINDA İNCELENMESİ

İ. H. Filiz ve B. Kanber

Gaziantep Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü, 27310, Gaziantep

ÖZET

Bu çalışmada, çoklu cıvatalı bağlantıların kesme ve eğme yükleri altındaki davranışları incelenmiştir. Bu amaçla, 6 cıvatalı simetrik bir bağlantı ele alınmış, kesme ve eğme yüklerine maruz bırakılmıştır. Bilinen denge denklemleri ve sonlu elemanlar metodu kullanılarak iki farklı çözüm yapılmıştır. Yapılan analitik çözümlerde cıvataların sıktığı elemanlar rijit varsayılmış ve cıvata deformasyonlarına etkisi sıfır kabul edilmiştir. Sonlu elemanlar çözümlerinde ise iki farklı çözüm yapılmıştır. Birincisinde analitik çözümlerde olduğu gibi cıvataların sıktığı tüm elemanlar rijit kabul edilmiş ve analitik çözümlerle uyumuna bakılmıştır. İkinci çözümde ise cıvatalar ve bağlanan elemanlar elastik kabul edilmiş ve önceki çözümlerle farkları araştırılmıştır. Böylece analitik çözümlerdeki rijit varsayımının sonuçlar üzerindeki etkisi gösterilmiştir. Sonlu elemanlar çözümlerinde ayrıca bağlantılardaki önyüklemeye etkisi araştırılmıştır.

ABSTRACT

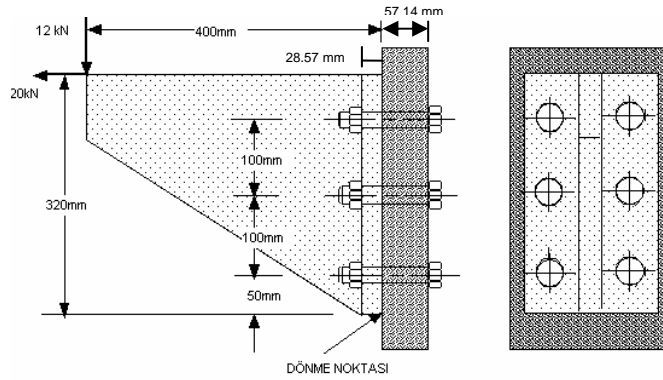
In this study, bolted joints are analysed under the action of shear and bending forces. For this aim, a symmetric bolted joint including six bolts is loaded by shear and bending forces. It is solved by using well-known equilibrium equations and finite element method. In the analytical solution, the members are assumed as rigid and their effects in bolt deformations are assumed to be zero. In the finite element solutions, two different solutions have been carried out. In the first one, the members are assumed rigid as in the analytical solution. The results are compared with the results obtained from analytical solution. In the second solution, connected members are considered as elastic. The results are again compared with previous results. The preload effect has also been investigated in the finite element solutions.

1.GİRİŞ

Cıvatalı bağlantılar, makinelerde çok yaygın uygulama alanı bulmaktadır. Bu nedenle cıvatalı bağlantılar konusu, temel makine elemanları ders kitaplarının vazgeçilmez bir bölümünü oluşturmaktadır [1-3]. Ancak bu kitaplardaki incelemeler, yükleme ve çalışma şartlarına bağlı olarak, temel kuvvet denge denklemleri kullanılarak ve bazı varsayımlar yapılarak ele alınmıştır. Son yıllarda, sayısal çözümlerinin gelişmesi ve bilgisayar imkanlarının artması sayesinde birçok araştırmacı, cıvatalı bağlantılar üzerine daha detaylı araştırmalar yapmıştır [4-5].

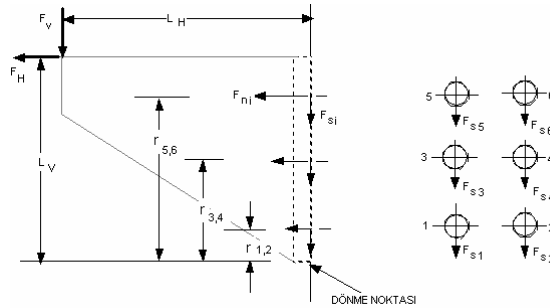
2.ANALİTİK ÇÖZÜM

Bu çalışmada örnek olarak, dirsek şeklindeki bir parçanın, Şekil 1’ de görüldüğü gibi, 6 adet metrik 5.8 cıvatalar aracılığıyla bir başka dikey levhaya tutturulduğu cıvatalı bağlantı ele alınmıştır[1]. Dikey levha pürüzsüz bir yüzeye, cıvatalar ise 12 mm nominal çapa ve 1.75 mm adıma sahiptir. Bu örnekteki amaç, eğme ve kesme kuvvetlerine maruz kalan cıvatalı bağlantılarda cıvataların taşıdığı kesme ve çekme gerilmelerini bulmaktır.



Şekil 1. 6 cıvata aracılığıyla sabitlenmiş dirsek ve levha.

Şekil 2’de görüldüğü gibi, dikey kuvvet F_v , cıvatalar üzerinde birbirine eşit olan F_{si} kuvvetlerine neden olur ($F_{si} = F_v/N$, burada N cıvata sayısıdır). $F_{si} = 12/6 = 2$ kN ve cıvatalar üzerindeki kesme gerilmeleri ise $\tau_{xy} = F_{si} / A = 17.7$ MPa’dır.).



Şekil 2 Dirsek levha ve cıvatalar üzerindeki kuvvetler.

Dirsek levhanın, F_V ve F_H kuvvetlerinin etkisiyle Şekil 1' de gösterilen dönme noktası etrafında döndüğü kabul edilmiştir. Buna göre dönme noktasına göre oluşan moment aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$M = F_V L_H + F_H L_V = 12 (400) + 20 (320) = 11200 \text{ Nm}$$

Cıvatalar üzerindeki çekme kuvvetleri, eksenleri boyunca kuvvet denge denklemlerini yazarak ve dönme noktasına en uzak cıvatanın en fazla çekme yükünü taşıyacağını varsayarak şu şekilde hesaplanabilir:

$$F_{ni} = \frac{M r_i}{r_1^2 + r_2^2 + \dots + r_N^2}$$

Dönme noktasına aynı uzaklıkta olduklarından, 6. ve 5.cıvatalar etkiyen kuvvetler aşağıdaki şekilde belirlenir:

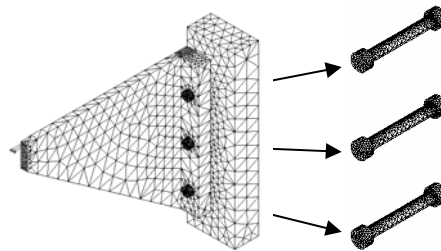
$$F_{n6} = F_{n5} = \frac{11200 (250)}{2 (250)^2 + 2 (150)^2 + 2 (50)^2} = 16 \text{ kN}$$

Aynı yol takip edilerek, diğer cıvatalar üzerindeki kuvvetler ise $F_{n4} = F_{n3} = 9.6 \text{ kN}$ ve $F_{n4} = F_{n3} = 3.2 \text{ kN}$ olarak hesaplanmıştır. Buradan anlaşılacağı üzere, 5 ve 6. cıvatalar en büyük çekme kuvvetlerini taşımaktadır. Dolayısıyla tasarım bu cıvatalara göre yapılmalıdır. Bu cıvatalar üzerindeki çekme ve von-Misses gerilmeleri aşağıdaki gibi hesaplanabilir:

$$\sigma_x = \frac{F}{A} = \frac{4 (16000)}{\pi (12)^2} = 141.5 \text{ MPa} \quad \sigma' = \sqrt{\sigma_x^2 + 3 \tau_{xy}^2} = \sqrt{(141.5)^2 + 3 (17.7)^2} = 144.8 \text{ MPa}$$

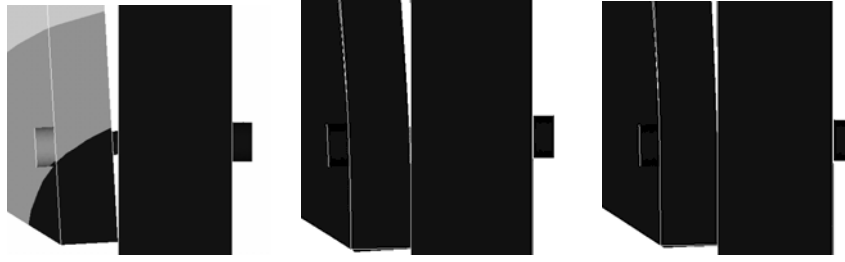
3.SAYISAL ÇÖZÜM

Sonlu elemanlar modeli, ANSYS paket programı kullanılarak, Şekil 3' de görüldüğü gibi oluşturulmuştur. Problemin geometrisi dikey eksene göre simetrik olduğu için, yarı model ele alınmış ve simetri eksenine simetri sınır koşulları uygulanmıştır. Modeli oluşturma aşamasında, 73437 adet SOLID95 elemanı kullanılmıştır. Dikey levha dış kenarları boyunca sabitlenmiştir. Dirsek levhanın uç noktasından, 12 kN ve 20 kN'luk kuvvetler Şekil 3'de görüldüğü gibi uygulanmıştır. Bütün elemanlar için malzeme olarak yapısal çelik kullanılmıştır ($E=210 \text{ GPa}$, $\nu=0.3$). Cıvataların dişleri ihmal edilmiş ve somunla bütünleşik olarak düşünülmüştür. Cıvata ve levhaların etkileşimi ANSYS kütüphanesinde bulunan CONTA174 ve TARGE170 temas elemanları kullanılarak gerçekleştirilmiştir.



Şekil 3. 6 cıvata aracılığıyla sabitlenmiş dirsek ve levha örneğinin sonlu elemanlar modeli.

Şekil 4'te en alttaki cıvatanın ayrıntılı deformasyonu görülmektedir. Şekil 4a'da elemanların (dirsek ve levha) rijit kabul edildiği varsayımına göre deformasyonlar gösterilmiştir. Bağlanan elemanlar rijit olduğunda dönme noktası en alt noktadır. Bu durum analitik çözümdeki varsayımı doğrulamaktadır. Elemanların elastik olma durumundaki deformasyonlar Şekil 4b verilmiştir. Şekilden de görüldüğü gibi elemanlar elastik olduğunda dönme bir nokta etrafında olmamakta ve en alttaki cıvatanın merkez noktasına kadar açılma görülmemektedir. Şekil 4c'de ise cıvatalar 0.04 mm sıkılmıştır yani önyükleme yapılmıştır. Görüleceği gibi, açılmanın başladığı nokta biraz daha yukarıya ötelenmiştir.



Şekil 4 En alttaki cıvatanın deformasyonu (100 defa büyütülmüş halleri) a) Rijit elemanlar b) Elastik elemanlar c) Elastik elemanlar ve 0.04 mm sıkılmış cıvatalar.

En üst cıvatadaki(6 veya 5) eksenel ve von-Mises gerilmeleri Tablo 1'de gösterilmektedir. Sonlu elemanlar çözümleri, cıvata kesitinde sabit bir değer değil, değişen değerler göstermektedir (ancak ortalama değer analitik çözümle hemen, hemen aynıdır). Bu durum, cıvatanın kesit içinde bir eğmeye maruz kaldığını göstermektedir. Elemanlar elastik kabul edildiğinde ise gerilmeler ortalama %20 artmaktadır. Cıvataların 0.04 mm sıkılması - önyüklemeye maruz kalması- sonucunda, en üst cıvatadaki gerilmelerin azaldığı gözlenmiştir. Bu durum önyüklemenin getirdiği bir avantaj olarak değerlendirilmiştir.

Tablo 1. En üst cıvatalardaki von-Mises gerilmeleri

	Analitik	SEM-Rijit elemanlar	SEM-Elastik Elemanlar	SEM-Elastik elemanlar ve 0.04 mm sıkılmış cıvatalar
En üstteki cıvatada orta kesitteki Eksenel Gerilmeler (MPa)	141.5	125 ile 153 arası	141.5 ile 184 arası	142 ile 175 arası
En üstteki cıvatada orta kesitteki von-Mises Gerilmeleri(MPa)	144.8	125 ile 153 arası	141.5 ile 184 arası	142 ile 175 arası

4.SONUÇLAR

1. Dönme merkezi analitik çözümde gösterildiği gibi en alt nokta değil en alt cıvatanın merkezine yakın bir yerdedir. Cıvataların sıkılması dönme merkezini yukarı ötelemektedir.

2. Analitik çözümlerdeki elemanların rijit varsayılması sonuçlarda % 20 gibi bir hataya sebep olmaktadır.
3. Cıvataların sıkılmasıyla elde edilen ön yükleme, elemanların birbirinden açılmasını azaltmaktadır.

KAYNAKLAR

- [1] İ. H. Filiz, Problems on the Design of Machine Elements, University of Gaziantep Press, Gaziantep, 2000.
- [2] J. E. Shigley, Mechanical Engineering Design, McGraw-Hill Book C., New-York, 1986.
- [3] B.J.Hamrock, B.Jacobson and S.R.Schmid, Fundamentals of Machine Elements McGraw-Hill Book C., New-York, 1999.
- [4] İ. H. Filiz, A. Akpolat, İ. H. Güzelbey, Stiffness of Bolted Members, Turkish J. Eng. Env. Sci., 20, 273-279, 1996.
- [5] P. C. Olsen, Design of bolted endplate connections, J. Construct. Steel Res. 43, 119-140, 1997.

